

Col. 4

Said objective is accomplished as follows: in a prior-art multilobe geared-rotor mechanism of a screw-type hydraulic machine, which mechanism comprises:

members in the form of a stator having inner screw-type gears made of a resilient-elastic material, for example - made of rubber, and in the form of a stator having outer screw-type gears;

a number of the stator's gears being by one more than that of the rotor's gears;

the stator axis being offset with respect to the rotor axis by the eccentricity value, which value is half of the gears' radial height; and

the end-face profile of gears of one of the members being implemented as the envelope of the initial outline of the rack defined by equidistance of a shortened cycloid with the offset;

according to the invention

the end-face profile of gears of the other member is implemented in the form of equidistance of the envelope of the first member in revolving around their centrodes without slipping; and

the equidistance value is half of a value of the in-mesh diametrical tightness.

\*\*

A multilobe geared-rotor mechanism of a screw-type hydraulic machine (Fig. 1) comprises two members: stator 1 having inner screw-type gears 2 made of a resilient-elastic material, for example - made of rubber; and metallic rotor 3 having outer screw-type gears 4. Number  $Z_1$  of gears 2 of stator 1 is by one more than

number  $Z_2$  of gears 4 of rotor 3 (Fig. 2), and axis  $O_1$  of stator 1 is offset with respect to axis  $O_2$  of rotor 3 by eccentricity value  $a_{w12}$  being half of height  $H$  of the gears.

The end-face profile of gears of one of the members, for example, of rotor 1, is implemented as the envelope of the initial outline of rack 5 defined by equidistance of shortened cycloid 6 with offset  $\Delta h_1$ . Shortened cycloid 6 is generated by point  $M$  of circle 7, which circle revolves, without slipping, around axis  $y_{pt}$  (Fig. 3).

#### CLAIMS

A multilobe geared-rotor mechanism of a screw-type hydraulic machine, which mechanism comprises:

members in the form of a stator having inner screw-type gears made of a resilient-elastic material, for example - made of rubber, and in the form of a stator having outer screw-type gears;

a number of the stator's gears being by one more than that of the rotor's gears;

the stator axis being offset with respect to the rotor axis by the eccentricity value, which value is half of the gears' radial height; and

the end-face profile of gears of one of the members being implemented as the envelope of the initial outline of the rack defined by equidistance of a shortened cycloid with the offset;

characterized in that

the end-face profile of gears of the other member is implemented in the form of equidistance of the envelope of the first member in revolving around their centrodes without slipping; and

the equidistance value is half of a value of the in-mesh diametrical tightness.



(19) **RU** <sup>(11)</sup> **2 194 880** <sup>(13)</sup> **C2**  
(51) МПК<sup>7</sup> **F 04 C 2/16, 5/00**

РОССИЙСКОЕ АГЕНТСТВО  
ПО ПАТЕНТАМ И ТОВАРНЫМ ЗНАКАМ

## (12) ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

(21), (22) Заявка: 2001103176/06, 02.02.2001

(24) Дата начала действия патента: 02.02.2001

(46) Дата публикации: 20.12.2002

(56) Ссылки: SU 1595105 A1, 20.12.1999. RU 2075589 C1, 20.03.1997. RU 2144618 C1, 20.01.2000. US 3912426 A, 14.10.1975. GB 2084254 A, 07.04.1982. FR 2349729 A, 30.12.1977. ГУСМАН М.Т. и др. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. - М.: Недра, 1981, с. 41-44, рис. 19, 21.

(98) Адрес для переписки:  
614000, г.Пермь, ул. Карпинского, 24,  
Пермский филиал ВНИИБТ ОАО НПО "Буровая  
техника", В.В.Королеву

(71) Заявитель:

Открытое акционерное общество  
Научно-производственное объединение  
"Буровая техника"

(72) Изобретатель: Коротаев Ю.А.,  
Цепков А.В., Кочнев А.М., Бобров М.Г., Суслов  
В.Ф.

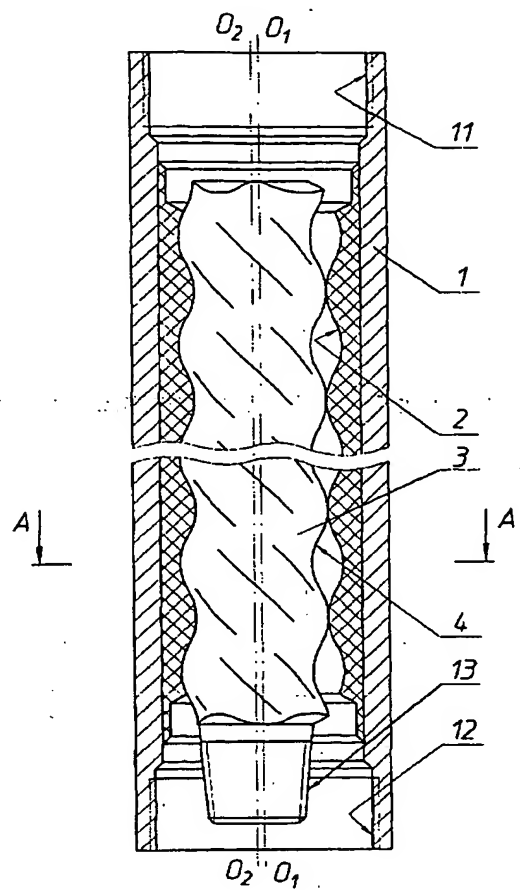
(73) Патентообладатель:  
Открытое акционерное общество  
Научно-производственное объединение  
"Буровая техника"

(54) МНОГОЗАХОДНЫЙ ГЕРОТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ ВИНТОВОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МАШИНЫ

(57)

Изобретение относится к технике строительства скважин и может быть использовано в винтовых насосах для добычи нефти и перекачивания жидкости, а также в винтовых гидромашинах общего назначения. Механизм содержит статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, и ротор с наружными винтовыми зубьями. Число зубьев статора выполнено на единицу больше числа зубьев ротора, а ось статора смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зубьев. Торцовый профиль зубьев одного из элементов выполнен как огибающая исходного контура рейки, очерченной экидистантой укороченной циклоиды со смещением. Торцовый профиль зубьев другого элемента выполняется в виде экидистанты огибающей первого элемента при обкатывании без проскальзывания их центроид, а величина экидистантности составляет половину величины диаметального натяга в зацеплении. Обеспечивается равномерный натяг во всех фазах контакта зубьев статора и ротора, что повышает надежность и долговечность механизма. 4 ил.

RU 2194880 C2



Фиг. 1

RU 2194880 C2



(19) **RU** (11) **2 194 880** (13) **C2**  
(51) Int. Cl. 7 **F 04 C 2/16, 5/00**

RUSSIAN AGENCY  
FOR PATENTS AND TRADEMARKS

## (12) ABSTRACT OF INVENTION

(21), (22) Application: 2001103176/06, 02.02.2001

(24) Effective date for property rights: 02.02.2001

(46) Date of publication: 20.12.2002

(98) Mail address:  
614000, g.Perm', ul. Karpinskogo, 24,  
Permskij filial VNIIBT OAO NPO "Burovaja  
tekhnika", V.V.Korolevu

(71) Applicant:  
Otkrytoe aktsionernoe obshchestvo  
Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie  
"Burovaja tekhnika"

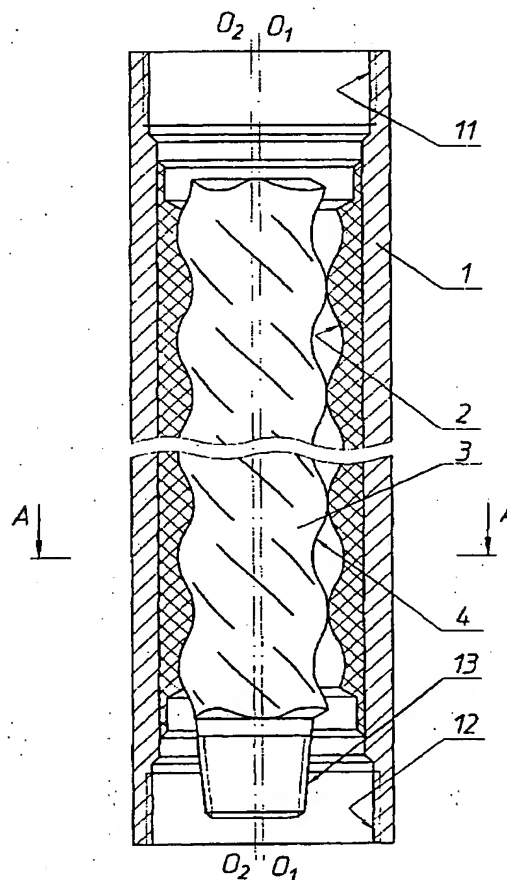
(72) Inventor: Korotaev Ju.A.,  
Tsepkov A.V., Kochnev A.M., Bobrov  
M.G., Suslov V.F.

(73) Proprietor:  
Otkrytoe aktsionernoe obshchestvo  
Nauchno-proizvodstvennoe ob"edinenie  
"Burovaja tekhnika"

## (54) MULTISTART GYRATOR MECHANISM OF SCREW HYDRAULIC MACHINE

### (57) Abstract:

FIELD: oil producing industry. SUBSTANCE: invention relates to construction of wells and it can be used in screw pumps for production of oil and transfer of liquid and in general-purpose screw hydraulic machines. Proposed mechanism has stator with internal helical teeth made of elastoplastic material and rotor with external helical teeth. Number of stator teeth is greater than number of rotor teeth by one. Axis of stator is displaced relative of axis of rotor by value of eccentricity equal to half of tooth depth. End face profile of teeth of one of members is made as envelope of basic rack inscribed by equidistant curve of shortened cycloid with displacement. End face profile of teeth of other member is made in form of equidistant curve of envelope of first member rolling over centroids without slipping and equidistance being equal to half of diametral interference in engagement. Invention provides uniform interference at all phases of contact of stator and rotor teeth. EFFECT: improved reliability and increased service life of mechanism. 4 dwg



Фиг. 1

Изобретение относится к технике строительства скважин, а именно к героторным механизмам винтовых забойных двигателей для бурения нефтяных и газовых скважин, и может быть использовано в винтовых насосах для добычи нефти и перекачивания жидкости, а также в винтовых гидромашинах общего назначения (насосах, моторах или компрессорах).

Известен многозаходный винтовой героторный механизм (см. М.Т. Гусман, Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С.С. Никомаров. Забойные винтовые двигатели для бурения скважин. М.: Недра, 1981, с. 41-44, рис. 19, 21), включающий статор с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, и ротор с наружными винтовыми зубьями. Число зубьев статора на единицу больше числа зубьев ротора. Ось статора смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зубьев. Торцовый профиль статора выполнен как эквидистанта укороченной гипоциклоиды, а профиль ротора - как огибающая профиля статора при взаимном обкатывании по рабочим центроидам.

Недостатком известного героторного механизма является то, что профили ротора и статора строятся как специальные, пригодные лишь для данного конкретного механизма. Изменение диаметральных размеров, числа зубьев у элементов механизма приводит к необходимости проектирования и изготовления нового зуборезного инструмента.

Указанный недостаток частично устранен в известном героторном механизме винтового забойного двигателя (см. пат. СССР 1595105, М.кл. F 04 C 2/16, опубл. 20.12.1999 г.), содержащем элементы в виде статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями. Зубья статора и ротора имеют разницу их чисел, равную единице. Ось статора смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зубьев. Торцовые профили ротора и статора выполнены в виде огибающих общего исходного контура рейки, очерченного по эквидистанте укороченной циклоиды, со смещениями общего исходного контура при образовании профилей зубьев статора и ротора. Диаметральный натяг обеспечивается за счет разницы смещений исходного контура при образовании профилей зубьев ротора и статора.

Недостатком известного героторного механизма является то, что профили ротора и статора, построенные от общего исходного контура рейки, имеют погрешности взаимоогибания и неравномерный натяг, в результате чего во внеполюсных зонах контакта зубьев статора и ротора возникают зазоры, которые приводят к утечкам промывочной жидкости, что снижает долговечность героторного механизма.

Задачей настоящего изобретения является создание многозаходного героторного механизма винтовой гидравлической машины с равномерным натягом во всех фазах контакта зубьев статора и ротора, что обеспечивает

повышение надежности и долговечности механизма.

Поставленная задача решается за счет того, что в известном многозаходном героторном механизме винтовой гидравлической машины, содержащем элементы в виде статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями, причем число зубьев статора на единицу больше числа зубьев ротора, ось статора смещена относительно оси ротора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зубьев, а торцовый профиль зубьев одного из элементов выполнен как огибающая исходного контура рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды со смещением, согласно изобретению торцовый профиль зубьев другого элемента выполнен в виде эквидистанты огибающей первого элемента при обкатывании без проскальзывания их центроид, а величина эквидистантности составляет половину величины диаметрального натяга в зацеплении.

Такое выполнение героторного механизма позволяет создать равномерный натяг между всеми зубьями статора и ротора во всех фазах зацепления, повысить энергетическую характеристику за счет уменьшения утечек жидкости, увеличить запасы на износ зубьев и повысить долговечность героторного механизма.

На фиг.1 показан общий вид многозаходного героторного механизма винтовой гидравлической машины в продольном разрезе;

на фиг.2 приведено поперечное сечение механизма по линии А-А;

на фиг. 3 показан в увеличенном масштабе торцовый профиль зубьев одного из элементов механизма (статора) и профиль исходного контура рейки;

на фиг. 4 показаны в увеличенном масштабе торцовые профили зубьев статора, огибающей статора и зубьев ротора.

Многозаходный героторный механизм винтовой гидравлической машины (фиг.1) содержит два элемента: статор 1 с внутренними винтовыми зубьями 2, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, и металлический ротор 3 с наружными винтовыми зубьями 4. Число  $Z_1$  зубьев 2 статора 1 выполнено на единицу больше числа  $Z_2$  зубьев 4 ротора 3 (фиг.2), а ось  $O_1$  статора 1 смещена относительно оси  $O_2$  ротора 3 на величину эксцентриситета  $a_{12}$ , равную половине высоты  $H$  зубьев.

Торцовый профиль зубьев одного из элементов, например статора 1, выполнен как огибающая исходного контура рейки 5, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды 6 со смещением  $\Delta h_1$ . Укороченная циклоида 6 образуется точкой  $M$  круга 7, катящегося без скольжения по оси  $y_{pt}$  (фиг.3).

Координаты  $x_{pt}$ ,  $y_{pt}$  и угол профиля  $\alpha_{pt}$  исходного контура рейки 5 рассчитываются по уравнениям

$$x_{pt} = -r + \cos \psi_p + r_y \sin \alpha_{pt},$$

$$y_{pt} = r \cdot \psi_p + \cos \psi_p + r_y \cos \alpha_{pt}.$$

$$tg \alpha_{pt} = \frac{r - a \cos \psi}{a \sin \psi}$$

где  $a$  - радиус производящей окружности, равный эксцентриситету  $a_{w12}$  (межосевому

расстоянию) героторного механизма;

$r$  - радиус катящейся окружности;

$r_u$  - радиус эквидистанты укороченной циклоиды;

$\psi_p$  - текущий угловой параметр рейки.

Образованный от исходного контура рейки 5 торцовый профиль зубьев 2 одного из элементов (статора 1) описывается уравнениями, определяющими координаты точки В профиля  $x_1$ ,  $y_1$ ,  $r_1$  и углы  $\xi_1$ ,  $v_1$ ,  $\delta_1$ :

$$x_1 = (x_{pt} + r_{w1} + \Delta h_1) \cos \varphi_1 - (y_{pt} - r_{w1} \varphi_1) \sin \varphi_1;$$

$$y_1 = (x_{pt} + r_{w1} + \Delta h_1) \sin \varphi_1 + (y_{pt} - r_{w1} \varphi_1) \cos \varphi_1;$$

$$\varphi_1 = \frac{y_{pt} - (x_{pt} + \Delta h_1) \operatorname{ctg} \alpha_{pt}}{r_{w1}};$$

$$\delta_1 = \arctg \left( \frac{y_1}{x_1} \right);$$

$$r_1 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2};$$

$$v_1 = \alpha_{pt} \varphi_1;$$

$$\xi_1 = v_1 - \delta_1;$$

где  $r_{w1}$  - радиус делительной окружности статора 1,  $r_{w1} = rZ_1$ ;

$\Delta h_1$  - смещение исходного контура рейки 5 от делительной окружности статора  $r_{w1}$ ;

$\varphi_1$  - угол поворота системы координат, связанной со статором 1, по отношению к положению, показанному на фиг.3;

$\delta_1$  - полярный угол текущей точки профиля статора 1;

$\xi_1$  - угол между направлением касательной к профилю и полярным радиусом-вектором;

$v_1$  - угол между направлением касательной к профилю и осью ординат  $O_1X_1$ .

Профиль другого элемента механизма - ротора 3 выполняется в виде эквидистанты огибающей 8 статора 1 (фиг.4), которая образуется при обкатывании центроиды 9 ротора 3 радиуса  $R_{w2} = a_{w12}Z_2$  по центроиде 10 статора 1 радиуса  $R_{w1} = a_{w12}Z_1$ .

Координаты  $x_{oc}$ ,  $y_{oc}$  точек огибающей 8 статора 1 рассчитываются по формулам

$$x_{oc} =$$

$$x_1 \cos(\varphi_{02} - \varphi_{01}) - y_1 \sin(\varphi_{02} - \varphi_{01}) - a_{w12} \cos \varphi_{02};$$

$$y_{oc} =$$

$$x_1 \sin(\varphi_{02} - \varphi_{01}) + y_1 \cos(\varphi_{02} - \varphi_{01}) - a_{w12} \sin \varphi_{02};$$

$$r_{oc} = \sqrt{x_{oc}^2 + y_{oc}^2};$$

$$\delta_{oc} = \arctg \left( \frac{y_{oc}}{x_{oc}} \right);$$

$$\xi_{oc} = v_1 - \delta_{oc} - (\varphi_{02} - \varphi_{01});$$

$$\varphi_{01} = \varphi_1 - \arccos \left( \frac{r_1 \cos \xi_1}{a_{w12}} \right);$$

$$\varphi_{02} = \left( \frac{z_1}{z_1 - 1} \right) \cdot \varphi_{01};$$

где  $\varphi_{02}$ ,  $\varphi_{01}$  - углы поворота систем координат, связанных соответственно с ротором 3 и статором 1.

Координаты  $x_2$ ,  $y_2$ ,  $r_2$  и углы  $\xi_2$ ,  $v_2$ ,  $\delta_2$  в текущей точке С торцового профиля зубьев 4 ротора 3 как эквидистанты огибающей 8 статора 1 рассчитываются по формулам:

$$x_2 = x_{oc} + \frac{\Delta}{2} \sin v_2;$$

$$y_2 = y_{oc} + \frac{\Delta}{2} \cos v_2;$$

$$v_2 = v_{oc} = \xi_{oc} - \delta_{oc};$$

$$r_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2};$$

$$\delta_2 = \arctg \left( \frac{y_2}{x_2} \right);$$

$$\xi_2 = v_2 - \delta_2;$$

где  $\Delta$  - диаметральный натяг в зацеплении,

$\xi_2$  - угол между направлением касательной к профилю ротора 3 и полярным радиусом-вектором;

$v_2$  - угол между направлением касательной к профилю ротора 3 и осью ординат  $O_2X_2$ ;

$\delta_2$  - полярный угол текущей точки С профиля ротора 3.

Возможен и такой случай, не показанный на чертежах, когда в виде огибающей исходного контура циклоидальной рейки 5 выполнен торцовый профиль зубьев другого элемента механизма - ротора 3. В этом случае профиль статора 1 выполняется как эквидистанта огибающей профиля ротора 3 при обкатывании центроиды 10 статора 1 радиуса  $R_{w1} = a_{w12}Z_1$  по центроиде 9 ротора 3 радиуса  $R_{w2} = a_{w12}Z_2$ .

В верхней части статора 1 героторного механизма выполнена резьба 11 для присоединения к колонне бурильных труб (не показана), в нижней части статор 1 снабжен резьбой 12 для присоединения к корпусу опорного узла, а в нижней части ротора 3 выполнена резьба 13 для соединения с валом опорного узла (корпус и вал опорного узла не показаны).

Многозаходный винтовой героторный механизм гидравлической машины работает следующим образом. Винтовые зубья статора 1 и ротора 2 образуют замкнутые винтовые камеры. Промывочная жидкость, подаваемая с поверхности по колонне бурильных труб, поступает в героторный механизм, ротор 3 которого под действием неуравновешенных гидравлических сил совершает планетарное движение относительно статора 1, при этом происходит качение без проскальзывания рабочих центроид 9 и 10 статора 1 и ротора 3. Ось  $O_2O_2$  ротора 3 вращается вокруг оси  $O_1O_1$  статора 1 по окружности радиуса  $a_{w12}$ , а сам ротор 3 поворачивается относительно своей оси  $O_2O_2$  в противоположном направлении.

В описываемом героторном механизме во всех зонах контакта зубьев (фиг.4) обеспечивается равномерный натяг, показанный в увеличенном масштабе заштрихованными областями (I, II, III, IV), что обеспечивает уменьшение утечек жидкости, создает равномерный запас на

износ по вершинам, впадинам и боковым сторонам зубьев героторного механизма, в результате чего повышается долговечность гидравлической машины.

#### Формула изобретения:

Многозаходный героторный механизм винтовой гидравлической машины, содержащий элементы в виде статора с внутренними винтовыми зубьями, выполненными из упругоэластичного материала, например из резины, и ротора с наружными винтовыми зубьями, причем число зубьев статора больше числа зубьев ротора на единицу, ось статора смещена

относительно оси ротора на величину эксцентриситета, равную половине высоты зубьев, а торцовый профиль зубьев одного из элементов выполнен как огибающая исходного контура рейки, очерченной эквидистантой укороченной циклоиды со смещением, отличающийся тем, что торцовый профиль зубьев другого элемента выполнен в виде эквидистанты огибающей первого элемента при обкатывании без проскальзывания их центроид, а величина эквидистантности составляет половину величины диаметрального натяга в зацеплении.

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

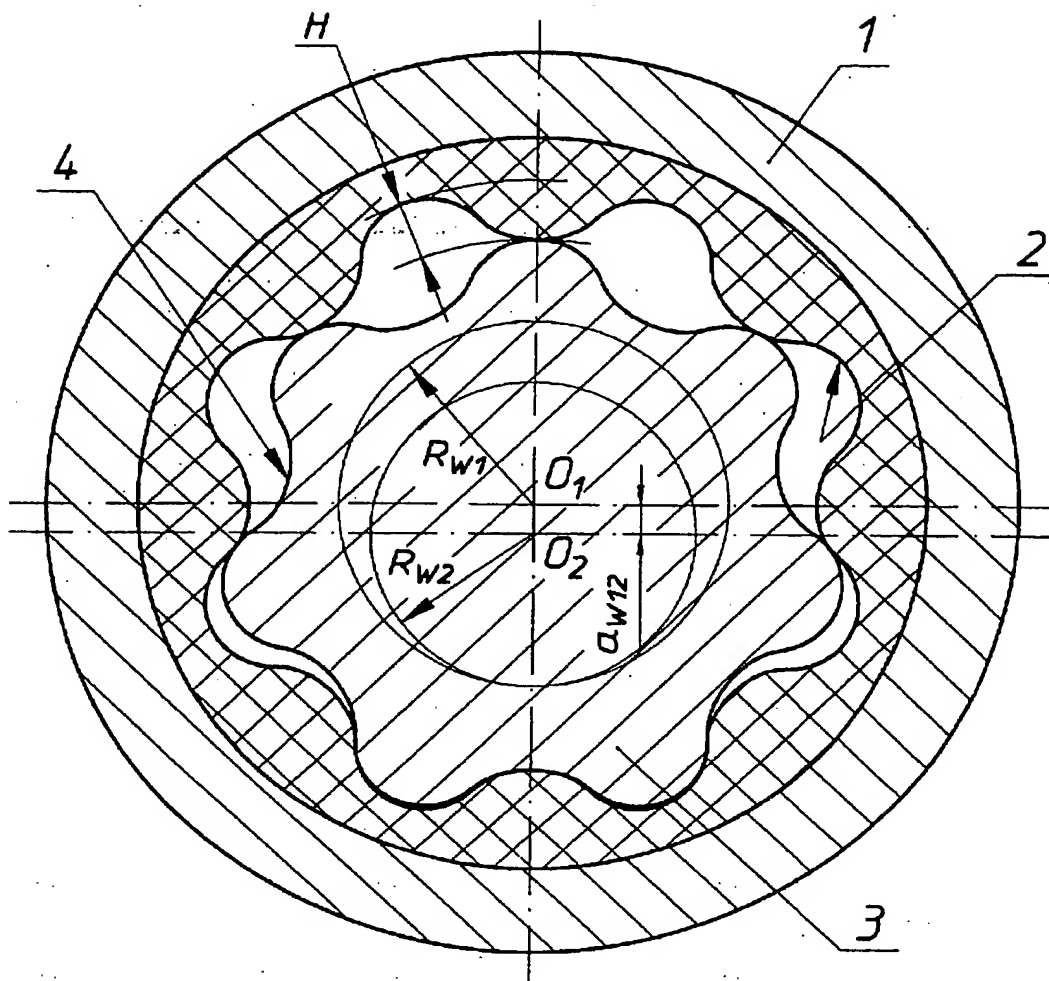
-6-

RU 2 194 880 C 2

RU 2 194 880 C 2



A-A  
повернуто



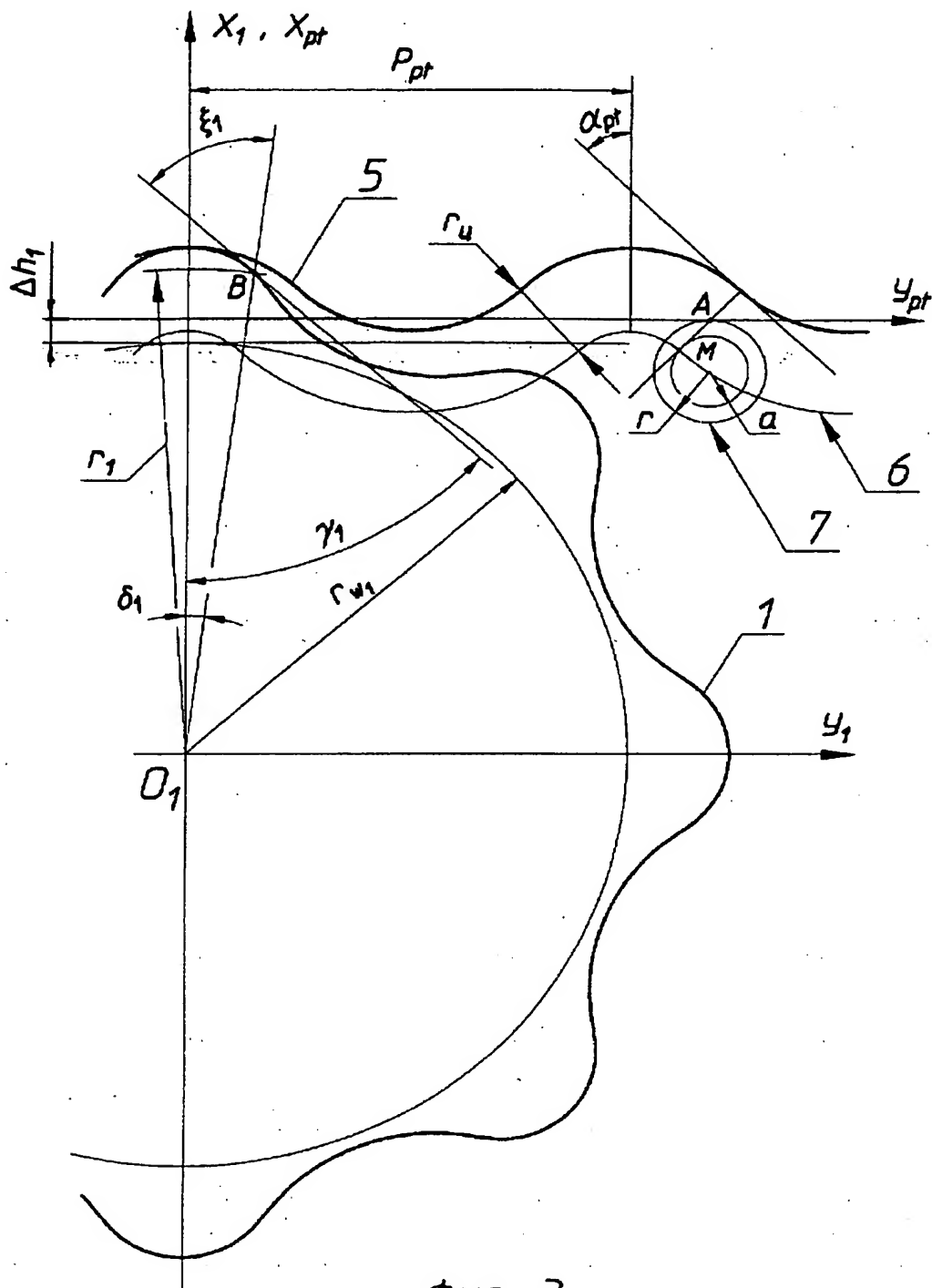
Фиг. 2

RU 2194880 C2

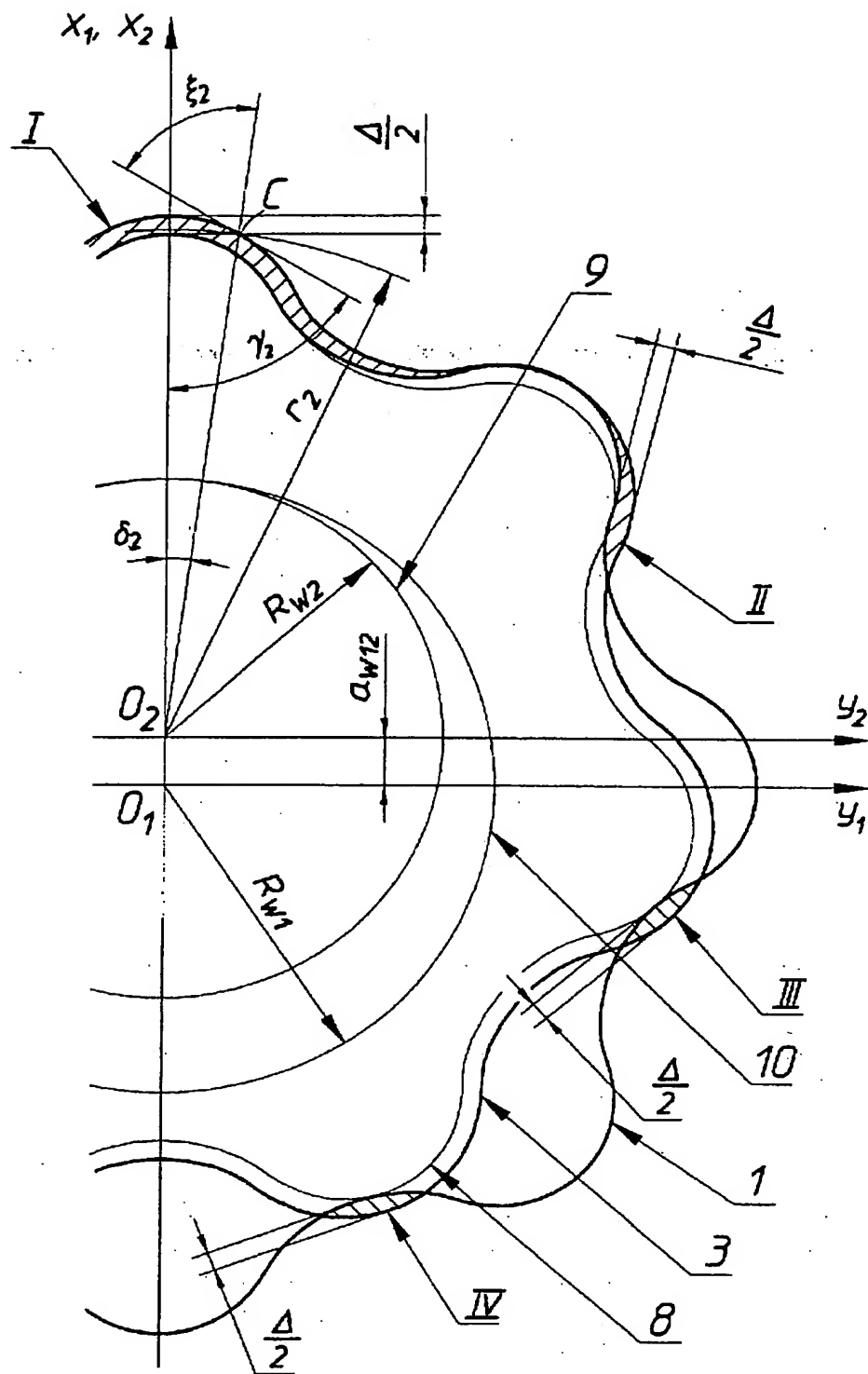
RU 2194880 C2

**RU 2194880 C2**

**RU 2194880 C2**



Фиг. 3



Фиг. 4